

GEAR PUMP

Patent Number: JP2001107879
Publication date: 2001-04-17
Inventor(s): SHINOHARA MASAMITSU; MIZOI TAKAHIRO
Applicant(s): TOKYO SEIKO KK
Requested Patent: ☐ JP2001107879
Application Number: JP19990288821 19991008
Priority Number(s):
IPC Classification: F04C2/18
EC Classification:
Equivalents: JP3109734B2

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To solve a problem such as noise, vibration and failure of a shaft seal member caused by application of approximately the same negative pressure as suction pressure to a shaft sealing part in a self-lubricating reflux route for a driving shaft in a gear pump.

SOLUTION: In this gear pump lubricating its shaft by itself by refluxing to a shaft sliding clearance 33 a part of liquid fed from a low pressure chamber L in which pump suction pressure is formed to a high pressure chamber H in which pump discharge pressure is formed, a shaft lubricating reflux passage is formed which has an inflow opening 32 opened in a gear chamber 30 on the high pressure chamber side and an outflow opening 38 opened in a region to which intermediate pressure between pump discharge pressure and pump suction pressure is applied from the shaft sliding clearance 33 through a shaft sealing part cavity 52. In the shaft sliding clearance of a driving shaft 10, a restriction part 34 having a desired shaft length may be formed which has a shorter cross sectional area S1 of the shaft sliding clearance on a shaft sealing part 5 than the cross sectional area S2 thereof on an inflow side.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-107879

(P2001-107879A)

(43)公開日 平成13年4月17日(2001.4.17)

(51)Int.Cl.⁷

F 0 4 C 2/18

識別記号

3 1 1

F I

F 0 4 C 2/18

テーマコード(参考)

3 1 1 E 3 H 0 4 1

3 1 1 D

審査請求 有 請求項の数 2 O L (全 10 頁)

(21)出願番号 特願平11-288821

(22)出願日 平成11年10月8日(1999.10.8)

(71)出願人 595098491

東京精工株式会社

福島県石川郡玉川村大字川辺字宮ノ前393
番地の1

(72)発明者 篠原 政満

福島県石川郡玉川村大字川辺字宮の前393
番地1 東京精工株式会社内

(72)発明者 溝井 隆裕

福島県石川郡玉川村大字川辺字宮の前393
番地1 東京精工株式会社内

(74)代理人 100095717

弁理士 水野 博文

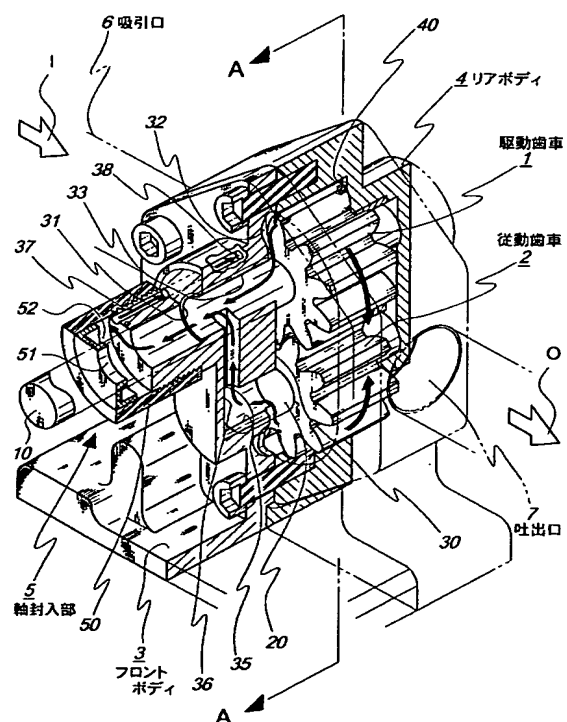
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 歯車ポンプ

(57)【要約】

【課題】 従来、歯車ポンプにおける駆動軸用の自己潤滑の環流経路では、軸封入部に吸込圧と略同圧の負圧力が作用し、騒音、振動、軸シール材の破損等の問題があった。

【解決手段】 ポンプ吸込圧が形成される低压室(L)からポンプ吐出圧が形成される高压室(H)への送液の一部を軸摺動間隙(33)に環流させて自己軸潤滑させる歯車ポンプにおいて、高压室側の歯車室(30)内に流入口(32)を有し、軸摺動間隙(33)から軸封入部内空(52)を経て、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧が作用する領域に、流出口(38)を開設してなる軸潤滑環流路を形成する。また、駆動軸(10)の軸摺動間隙において、軸封入部(5)側の軸摺動間隙の断面積(S1)を、流入側の軸摺動間隙の断面積(S2)より縮小した所定軸長の絞り部(34)を形成してもよい。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ボディ内に軸受されて歯車室（30、40）内で噛合回転する一対の歯車（1、2）と、上記歯車室（30、40）の噛合部の噛み込み側にポンプ吐出圧が形成されて該吐出口（7）と連通した高压室（H）と、上記歯車室（30、40）の噛合部の解離側にポンプ吸込圧が形成されて該吸込口（6）と連通した低压室（L）と、からなり、該低压室（L）から該高压室（H）への送流液の一部を軸摺動間隙（33）に環流させて自己軸潤滑させる歯車ポンプにおいて、上記高压室（H）又は高压室側の歯車室（30）内に流入口（32）を有し、軸摺動間隙（33）から軸封入部内空（52）を経て、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧が作用する領域に、又は該中間圧とポンプ吸込圧とが交互に作用する領域に、流出口（38）を開設してなる軸潤滑環流路を形成したことを特徴とする歯車ポンプ。

【請求項2】 駆動軸（10）の軸摺動間隙（33）において、軸封入部（5）側の軸摺動間隙（33）の断面積（S1）を、流入側の軸摺動間隙（33）の断面積（S2）より縮小した所定軸長の絞り部（34）を形成したことを特徴とする請求項1記載の歯車ポンプ。

【発明の詳細な説明】**【0001】**

【発明の属する技術分野】 本願発明は、一対の歯車の噛合回転により圧力差を形成して送流する歯車ポンプの技術分野に属し、特に、送流される液体の一部を軸摺動間隙に環流させて自己潤滑させる歯車ポンプの軸潤滑環流路を備えた歯車ポンプに関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、油圧ポンプに代表される歯車ポンプPは、図8に示すように、ボディb内に軸受されて歯車室j内で噛合回転する一対の歯車g、gと、歯車室jの噛合部kの噛み込み側にポンプ吐出圧（以下「吐出圧」）が形成される高压室Hと、歯車室jの噛合部kの解離側にポンプ吸込圧（以下「吸込圧」）が形成される低压室Lと、から構成されている。上記一対の歯車g、gは、一方が従動軸sに取り付けられ、他方が駆動軸oに取り付けられている。該駆動軸oは、オイルシールやパッキング等の軸シール材を介してボディb外へ延設され、モータ等の外部駆動手段と連結している。そして、自己潤滑型の歯車ポンプPは圧送する液体（主に、油液）の一部を駆動軸o及び従動軸sの軸受孔hに取り入れて軸潤滑として用いる構成が採られている。この軸潤滑のための環流路は、高压室H又は高压室H側の歯車室j内に開設した流入口iから流入させて、軸受孔hから軸封入部内空を経て、低压室Lに開設した流出口dから

流出される経路が採られていた。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかし、かかる従来の環流経路の構成では、軸シール材の破損、または早期劣化を招き易いという問題があった。すなわち、高压室側から流入した液体（主に、油液）は軸封入部内空から低压室に連通した流出孔から帰還するようにしているため、軸封入部には吸込圧と略同圧の圧力が作用していた。このため、軸シール材が油圧回路の吸込条件の良し悪しの影響を受け易く、例えば、吸込圧が負圧となった場合には、これに従って軸シール材にシール耐圧以上の圧力が作用し、軸シール材のシールリップ部から外部のエアを吸込み、これが作動油中に混入して騒音や振動、または吐出圧不良等の不具合を惹起していた。また、最悪の場合は、軸シール材が破損し、脱落する恐れもあるため、ダブルオイルシール、グランドパッキング、メカニカルシール等の複雑な、又は高コストな構成を採る必要があった。

【0004】

【目的】 そこで、本願発明は、かかる課題に着目して為されたものであり、自己潤滑型歯車ポンプの軸潤滑環流路の流出口の位置を、吸込圧が直接作用する低压室から外して歯車室側の最適位置に設定することにより、軸封入部内空を負圧でない低压状態に維持して通常の軸シール材であっても耐圧可能な構造とすることを目的とした歯車ポンプを提供するものである。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するため、本願発明の歯車ポンプは、以下のように構成している。すなわち、ボディ内に軸受されて歯車室（30、40）内で噛合回転する一対の歯車（1、2）と、上記歯車室（30、40）の噛合部の噛み込み側にポンプ吐出圧が形成されて該吐出口（7）と連通した高压室（H）と、上記歯車室（30、40）の噛合部の解離側にポンプ吸込圧が形成されて該吸込口（6）と連通した低压室（L）と、からなり、該低压室（L）から該高压室（H）への送流液の一部を軸摺動間隙（33）に環流させて自己軸潤滑させる歯車ポンプにおいて、上記高压室（H）又は高压室側の歯車室（30）内に流入口（32）を有し、軸摺動間隙（33）から軸封入部内空（52）を経て、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧が作用する領域に、又は該中間圧とポンプ吸込圧とが交互に作用する領域に、流出口（38）を開設してなる軸潤滑環流路を形成したことを特徴とする。

【0006】 また、駆動軸（10）の軸摺動間隙（33）において、軸封入部（5）側の軸摺動間隙（33）の断面積（S1）を、流入側の軸摺動間隙（33）の断面積（S2）より縮小した所定軸長の絞り部（34）を形成したことを特徴とする。

【0007】 なお、上記の特許請求の範囲の欄、及び課

題を解決するための手段の欄において、括弧付きで記した図面符号は、発明の構成の理解を容易にするために参考として付記したもので、この図面上の形態に限定するものではないのはもちろんである。

【0008】

【発明の実施の形態】以下に、本願発明に係る歯車ポンプの具体的な実施形態例について、図面に基づき詳細に説明する。図1は本実施形態の歯車ポンプの全体概観を示す一部切欠き斜視図であり、図2は図1のA-A断面図であり、図3は流出口の駆動歯車回転時の開閉状態を示す説明図であり、図4は図2のB-B断面図であり

(一部変位図示)、図5は図4のC-C断面を示す断面図(A)とD-D断面を示す断面図(B)であり、図6は他の実施形態を示す断面図であり、図7は絞り部長を変化させた場合の断面積比 $S1/S2$ (軸封入部側の軸摺動間隙の断面積: $S1$ 、流入側の軸摺動間隙の断面積: $S2$)とタイムラグとの関係を示すグラフであり、図8は従来の歯車ポンプにおける流出口及び流入口を示す断面図である。

【0009】なお、本実施例の歯車ポンプではフロントボディ側(図1において左側)を前側と規定して用いている。一般的に歯車ポンプは、噛合回転する一対の歯車の噛み込みと解離によって生じる圧力差によって液体

(主に、油液)の送流を行うものであって、主に、駆動軸10に支持された駆動歯車1と、従動軸20に支持された従動歯車2と、および型合わせによってこれらを収納するフロントボディ3とリアボディ4と、から構成されるものである。ところで、これら歯車ポンプには、外周に刻設した外歯車どうしを噛合させる外接型歯車ポンプと、内周に刻設した内歯車と外周に刻設した外歯車とを噛合させる内接型歯車ポンプと、の両タイプが存する。

【0010】本実施例は、先ず外接型歯車ポンプに適用した場合について説明する。これらを詳述すると、前記の駆動歯車1と従動歯車2とを噛合させた状態でリアボディ4側の歯車室40内に軸受して収納し、前方よりフロントボディ3で駆動軸10と従動軸20とを軸受してリアボディ4との型合わせにより固定する。そして駆動軸10を、軸封入部5を介してフロントボディ3から外側へ貫通延出させて保持するものである。この駆動軸10には、モータ等の外部駆動手段(図示省略)が連結される。

【0011】フロントボディ3には、その内部に両歯車1、2が適合し得る楕円凹部型の歯車室30を形成し、この歯車室30には両軸用の軸受孔31、35を形成している。なお、この軸受孔31、35には必要によりブッシュ、転がり軸受等の軸受手段(図示省略)を嵌入装着してもよい。そして、駆動軸10側の軸受孔(以下「駆動軸軸受孔」と称する。)31には、さらに前方(図1において左側)にボス状に突出させたその先端部

に軸封入部5を形成している。この軸封入部5では、該突出部に外環螺合させた円環状のアダプタ50を介してオイルシール、パッキング、等の軸シール材51により駆動軸10の軸シールを行っている。この軸シール材51の内側空間に、本願発明の眼目となる軸封入部内空52が形成される。

【0012】また、フロントボディ3の高圧室H側の歯車室30の摺動面30aには、(図面上において)駆動歯車1側においてはその上方に、従動歯車2側においてはその下方に、それぞれ軸潤滑環流路の入口となる流入口32を形成している。この流入口32は、歯車室30の摺動面30aの外周部から各軸受孔31、35に連なる正面視が略うろこ型の溝状に形成している。

【0013】前記駆動軸軸受孔31には、駆動軸10の外周面との間に導入溝33a及び一定の軸摺動間隙33を形成し、送液(通常は油液)の一部を環流させて潤滑させるようにしている。さらに、該駆動軸軸受孔31には、図4、5に示すように、軸封入部5側に一定の軸長の絞り部34を形成している。この絞り部34は、軸摺動間隙33の断面積 $S1$ を流入口32側の軸摺動間隙33の断面積 $S2$ よりも小さく($S1 < S2$)設定したものである。

【0014】この絞り部34はその長さ変化により、上記2つの断面積の比($S1/S2$)とタイムラグ(送液時間の遅れ)との関係に変化をもたらし、上記の絞り部34の長さ l と断面積比($S1/S2$)とを適宜設定することによりタイムラグを調整し、送液による脈動を抑制することができる。なお、本実施例では、絞り部34の長さ $l=25\text{mm}$ に、断面積比 $S1/S2=0.3$ に設定しており、そのときのタイムラグは20秒(sec)である(図7)。因みに、絞り部34の長さ l を20mm、30mmに設定した場合の種々断面積比に対するタイムラグの変化は、図7に示した通りである。

【0015】また、駆動軸軸受孔31と従動軸20側の軸受孔(「従動軸軸受孔」)35との間には、互いの軸摺動間隙33を連通させる軸連通路36を形成している。

【0016】さらにまた、軸封入部5からは、フロントボディ3を貫通して駆動軸軸受孔31に併設した帰還流路37を形成している。該帰還流路37は、軸封入部内空52と歯車室30とを連通させるものであり、この歯車室30への流出口38の形成位置が、本願発明の主眼となるものである。

【0017】この流出口38は、図2、3で示すように、低圧室Lから歯車室30の摺動面30a側に僅かに寄った位置に開設している。別言すると、かかる開設位置は、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧が作用する領域に、又は該中間圧とポンプ吸込圧とが交互に入れ替わる領域に面した摺動面30aに適宜の開孔径をもって形成するものである。また、歯の移動により流出口3

8が開閉されるため、最適の作用圧を得るため開設位置は適宜に選択されるものである。本実施の例では、開設位置を歯溝付近に設定し、その開孔径を $\phi = 2 \sim 3 \text{ mm}$ に設定している。

【0018】このように軸潤滑環流路は、流入口32、軸摺動間隙33、軸連通路36、絞り部34、軸封入部内空52、帰還流路37、そして流出口38へと連なる順路により構成している。

【0019】なお、リアボディ4側の駆動軸10及び従動軸20の軸受孔の自己潤滑は、上記従来技術と同様の自己潤滑環流路を採っているものであるため、その構成の詳細な説明は省略する。また、歯車ポンプの高圧室H側のボディには液体を送り出す吐出口7が、低圧室L側のボディには液体を吸込む吸込口6がそれぞれ形成されている。

【0020】

【本実施形態の作用】上記構成の本実施例の歯車ポンプは、以下のように作用する。駆動軸10を介して両歯車1、2を同期逆回転駆動（矢印t）させると、図2に示すように、両歯車1、2の噛合した歯が順次解離する側の歯車室内が低圧室Lとなり、歯同士が順次噛み込む側が高圧室Hとなる。これにより低圧室Lに連通した吸込口6から送流液（油液）が吸引され（矢印I）、高圧室Hへと移流して高圧室Hに連通した吐出口7から所定の送流圧をもって吐出されることになる（矢印O）。

【0021】これと同時に、フロントボディ3側においては、流入口32から送流液の一部が吸込まれ、各軸摺動間隙33を流れて各軸受孔31、35を潤した後、順次、軸連通路36、絞り部34、軸封入部内空52、そして帰還流路37から流出口38を経て歯車室30へ環流することになる。

【0022】このとき、流出口38には、低圧室Lで発生している吸込圧（通常は負圧）がそのまま作用せず、これより高い圧力の中間圧、または該吸込圧と中間圧の脈動圧が作用している。このため流出口38に帰還流路37を介して連通した軸封入部内空52の内面の一部を形成している軸シール材51には、吸込圧より大きい圧力が作用し、少なくとも負圧が作用することはない。

【0023】本実施例では、吸込圧（ゲージ圧）を $-4.9 \times 10^{-3} \text{ MPa}$ に、吐出圧（ゲージ圧）をそれぞれ $9.8 \times 10^{-3} \text{ MPa}$ と 0.44 MPa とに設定した場合には、流出口38にはそれぞれ 0 MPa と 0.012 MPa との圧力（ゲージ圧）が作用していた。また、流入口32から流入した潤滑油は、絞り部34でその流動が抑制されるため、その流入口32の圧力（吐出圧）は一気に軸封入部内空52に作用するが防止される。なお、リアボディ側には、従来通りの自己潤滑環流が行われる。

【0024】

【他の実施形態の可能性】本実施例は歯車ポンプにおけ

る外接型の場合について説明したが、本願発明の特徴である軸潤滑環流路の構成は、内接型の歯車ポンプにおいても利用することができる。

【0025】すなわち、図6に示すように、内周に歯を有する内歯車80とこれと噛合する小歯数の歯車（ここでは「外歯車」と称する。）81とによって構成した内接型の歯車ポンプ8の場合にも、適用可能である。内歯車80とそれより小歯数に構成した外歯車81との歯数差によって形成される空域を埋める三日月形の仕切板82との関わりで、中間圧が生じる領域が2箇所存在する。すなわち、内歯車80と仕切板82の歯車の回転と対向する端部82tから略歯車1ピッチ分の領域と（図6（A））、外歯車81と仕切板82の前記端部82tから略歯車1ピッチ分の領域と（図6（B））、に中間圧、又は中間圧と吸込圧が交互に作用する領域が形成される。この二箇所の領域の何れかを選択して流出口83を形成することにより、本願発明の技術的思想を実現することができる。なお流入口については吐出口の近傍の高圧室H側ならどの位置に設けてもよい（図示省略）。

【0026】

【効果】本願発明は、軸潤滑環流路の流出口の位置を、吸込圧が直接作用する低圧室から歯車室側の最適位置に設定したことにより、軸封入部に負圧状態ではなく低圧状態に維持することができる。そのため、通常の軸シール材であっても耐圧が可能となって、気密性が破壊されての気泡混入や、破損離脱による歯車ポンプの故障を防止することができる。

【0027】また、軸摺動間隙に絞り部を設けているため、この絞り部によって流速を弱めて、軸シール材に作用する圧力変化を少なくすることができる。特に、流出口を中間圧と吸引圧とが繰り返して作用する位置に開設した場合には、脈動の伝達を緩和して軸シール材への負担を軽減することができる効果を有する。特に、駆動軸軸受孔に転がり軸受等を嵌入装着している場合には、この部分の潤滑油の流量が多くなるため、絞り部による流動抑制は効果的に機能することになる。

【0028】以上、歯車ポンプに本願発明の軸潤滑環流路を形成することにより、軸シール材を通常のものを使用することができ、また、その構成は従来品の僅かな変更加工で形成することができるため、コストの上昇を少なくすることかでき、その産業の発達への寄与は顕著なものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本実施形態の歯車ポンプの全体概観を示す一部切欠き斜視図である。

【図2】 図1のA-A断面図である。

【図3】 本実施例の流出口の駆動歯車回転時の開閉状態を示す説明図である。

【図4】 図2のB-B断面図である（一部変位図示）。

【図5】 図4のC-C断面を示す断面図(A)とD-D断面を示す断面図(B)である。

【図6】 他の実施形態を示す断面図である。

【図7】 本実施例の絞り部の長さを変化させた場合の断面積比 $S1/S2$ とタイムラグとの関係を示すグラフである。

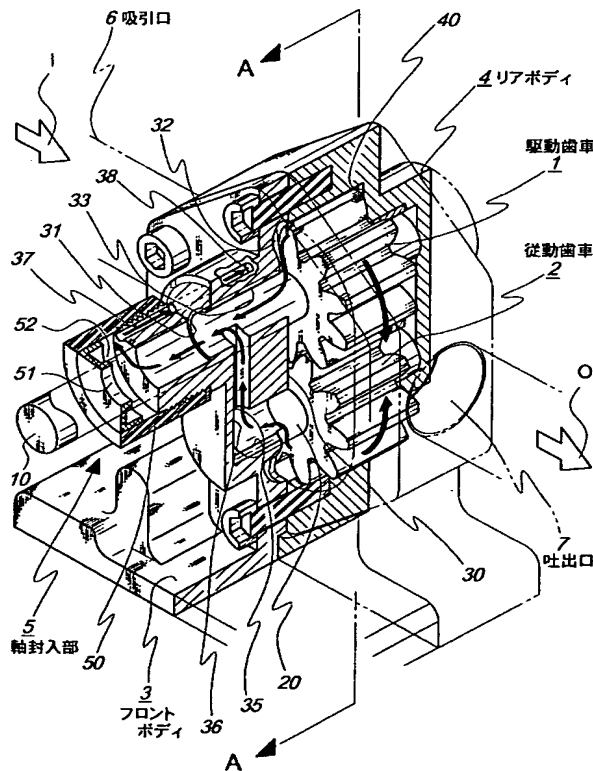
【図8】 従来の歯車ポンプにおける流出口及び流入口を示す断面図である。

【符号の説明】

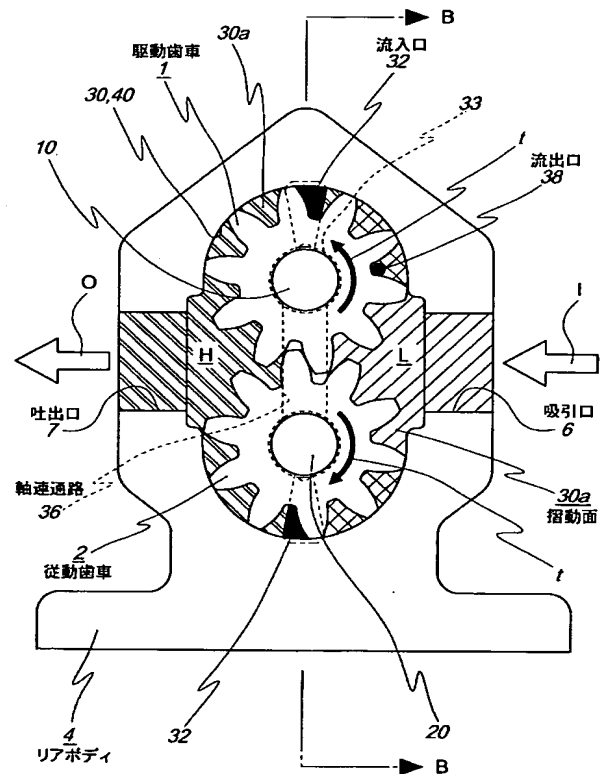
- 1 駆動歯車
- 10 駆動軸
- 2 従動歯車
- 20 従動軸
- 3 フロントボディ
- 30 歯車室
- 30a 摺動面
- 31 駆動軸軸受孔
- 32 流入口
- 33 軸摺動間隙
- 33a 導入溝
- 34 絞り部

- 35 従動軸軸受孔
- 36 軸連通路
- 37 帰還流路
- 38 流出口
- 4 リアボディ
- 40 歯車室
- 5 軸封入部
- 50 アダプタ
- 51 軸シール材
- 52 軸封入部内空
- 6 吸込口
- 7 吐出口
- 8 内接型歯車ポンプ
- 80 内歯車
- 81 外歯車
- 82 仕切体
- 82t 端部
- 83 流出口
- H 高压室
- L 低压室

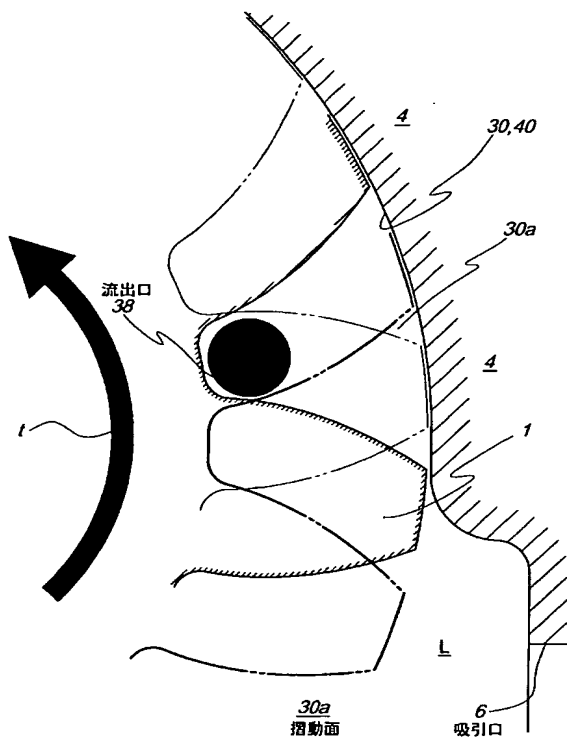
【図1】



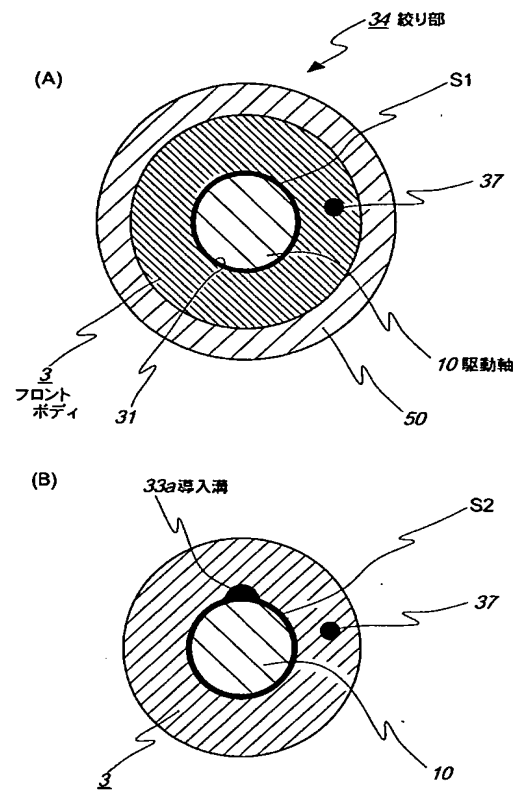
【図2】



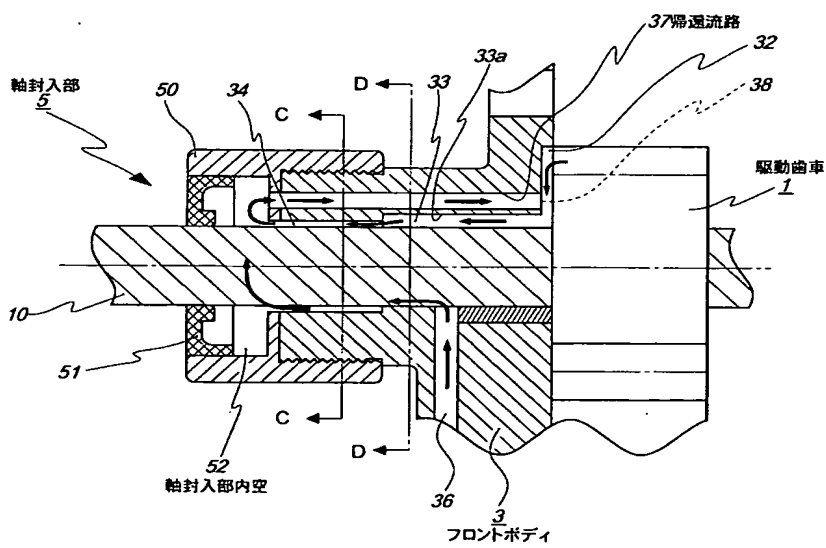
【図3】



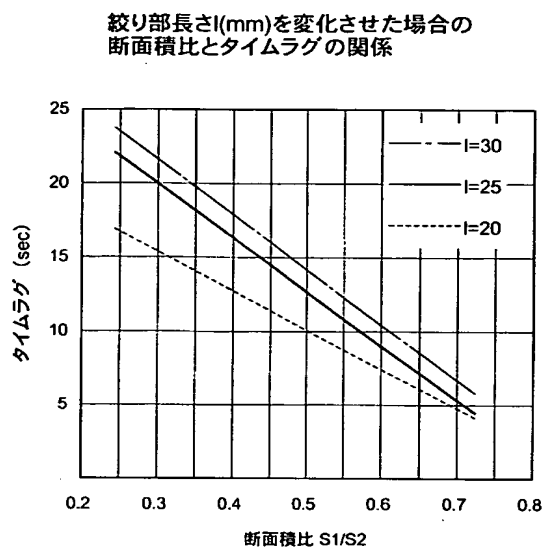
【図5】



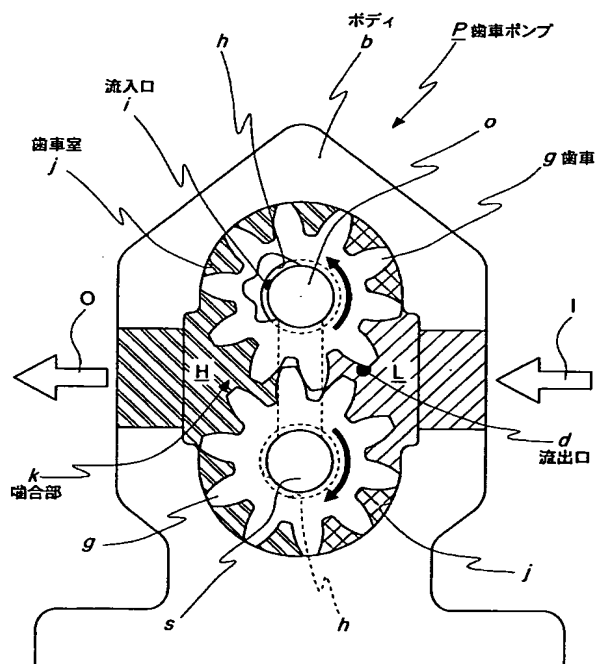
【図4】



【图 7】



【図 8】



【手続補正書】

【提出日】平成12年5月16日(2000. 5. 16)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】請求項1

【補正方法】変更

【補正内容】

【請求項1】 ボディ内に軸受されて歯車室(30、40)内で噛合回転する一対の歯車(1、2)と、上記歯車室(30、40)の噛合部の噛み込み側にポンプ吐出圧が形成されて該吐出口(7)と連通した高压室(H)と、上記歯車室(30、40)の噛合部の解離側にポンプ吸込圧が形成されて該吸込口(6)と連通した低压室(L)と、からなり、該低压室(L)から該高压室(H)への送流液の一部を軸摺動間隙(33)に環流させて自己軸潤滑させる歯車ポンプにおいて、上記高压室(H)又は高压室側の歯車室(30)内に開設した流入口(32)から軸摺動間隙(33)及び軸封入部内空(52)を経て、上記歯車室(30)の摺動面(30a)に開設した流出口(38)へ連通する軸潤滑環流路を形成し、該流出口(38)は、回転する歯溝の移動により開閉され、かつ、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧とポンプ吸込圧とが交互に作用する領域に開設したことを特徴とする歯車ポンプ。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0005

【補正方法】変更

【補正内容】

【0005】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、本願発明の歯車ポンプは、以下のように構成している。すなわち、ボディ内に軸受されて歯車室(30、40)内で噛合回転する一対の歯車(1、2)と、上記歯車室(30、40)の噛合部の噛み込み側にポンプ吐出圧が形成されて該吐出口(7)と連通した高压室(H)と、上記歯車室(30、40)の噛合部の解離側にポンプ吸込圧が形成されて該吸込口(6)と連通した低压室(L)と、からなり、該低压室(L)から該高压室(H)への送流液の一部を軸摺動間隙(33)に環流させて自己軸潤滑させる歯車ポンプにおいて上記高压室(H)又は高压室側の歯車室(30)内に開設した流入口(32)から軸摺動間隙(33)及び軸封入部内空

(52)を経て、上記歯車室(30)の摺動面(30a)に開設した流出口(38)へ連通する軸潤滑環流路を形成し、該流出口(38)は、回転する歯溝の移動により開閉され、かつ、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧とポンプ吸込圧とが交互に作用する領域に開設している。

【手続補正3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0017

【補正方法】変更

【補正内容】

【0017】この流出口38は、図2、3で示すように、低压室Lから歯車室30の摺動面30a側に僅かに寄った位置に開設している。別言すると、かかる開設位置は、回転する歯溝の移動により流出口38が開閉され、かつ、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧とポンプ吸込圧とが交互に入れ替わる領域に、適宜の開孔径をもって形成するものである。さらには、軸封入部内空52に対して最適の作用圧を得るように開設位置は適宜に選択されるものである。本実施例では、その開孔径を $\phi = 2 \sim 3 \text{ mm}$ に設定している。

【手続補正4】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0022

【補正方法】変更

【補正内容】

【0022】このとき、流出口38には、低压室Lで発生している吸込圧(通常は負圧)がそのまま作用せず、これより高い圧力の中間圧、または該吸込圧と中間圧の脈動圧が作用している。このため流出口38に帰還流路37を介して連通した軸封入部内空52の内面の一部を形成している軸シール材51には、吸込圧より大きい圧力が作用し、少なくとも負圧が作用することはない。別言すると、流出口38を摺動面30aの中間圧と吸込圧が交互に作用する領域に設けることにより、軸シール材51に作用する正圧は、吐出圧の上昇による中間圧が上昇した場合でも、吸込圧の負圧により低く抑えられる。さらに、歯車の歯溝の移動により流出口38を断続的に閉じたり開いたりさせることにより、閉塞時には中間圧を、開放時には吸込圧(通常、負圧)を、交互に作用させることにより、繰り返し時間(例えば、歯車回転数: 1800 rpm)の短時間と圧力伝達の遅れとが相俟って、ほぼ中間圧と吸込圧の中間範囲に維持することができ、たとえ中間圧が上昇しても低压状態に維持してシール部の耐圧以下に抑えられる。

【手続補正書】

【提出日】平成12年5月19日(2000.5.19)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】請求項1

【補正方法】変更

【補正内容】

【請求項1】 ボディ内に軸受されて歯車室(30、40)内で噛合回転する一对の歯車(1、2)と、上記歯車室(30、40)の噛合部の噛み込み側にポンプ吐出圧が形成されて該吐出口(7)と連通した高压室(H)と、上記歯車室(30、40)の噛合部の解離側にポンプ吸込圧が形成されて該吸込口(6)と連通した低压室(L)と、からなり、該低压室(L)から該高压室(H)への送流液の一部を軸摺動間隙(33)に環流させて自己軸潤滑させる歯車ポンプにおいて、上記高压室(H)又は高压室側の歯車室(30)内に開設した流入口(32)から軸摺動間隙(33)及び軸封入部内空(52)を経て、上記歯車室(30)の摺動面(30a)に開設した流出口(38)へ連通する軸潤滑環流路を形成し、該流出口(38)は、回転する歯溝の移動により開閉され、かつ、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧とポンプ吸込圧とが交互に作用する領域に開設したことを特徴とする歯車ポンプ。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0005

【補正方法】変更

【補正内容】

【0005】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、本願発明の歯車ポンプは、以下のように構成している。すなわち、ボディ内に軸受されて歯車室(30、40)内で噛合回転する一对の歯車(1、2)と、上記歯車室(30、40)の噛合部の噛み込み側にポンプ吐出圧が形成されて該吐出口(7)と連通した高压室(H)と、上記歯車室(30、40)の噛合部の解離側にポンプ吸込圧が形成されて該吸込口(6)と連通した低压室(L)と、からなり、該低压室(L)から該高压室(H)への送流液の一部を軸摺動間隙(33)に環流させて自己軸潤滑させる歯車ポンプにおいて上記高压室(H)又は高压室側の歯車室(30)内に開設した流入口(32)から軸摺動間隙(33)及び軸封入部内空(52)を経て、上記歯車室(30)の摺動面(30a)に開設した流出口(38)へ連通する軸潤滑環流路を形成し、該流出口(38)は、回転する歯溝の移動に

より開閉され、かつ、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧とポンプ吸込圧とが交互に作用する領域に開設している。

【手続補正3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0017

【補正方法】変更

【補正内容】

【0017】この流出口38は、図2、3で示すように、低压室Lから歯車室30の摺動面30a側に僅かに寄った位置に開設している。別言すると、かかる開設位置は、回転する歯溝の移動により流出口38が開閉され、かつ、ポンプ吐出圧とポンプ吸込圧との中間圧とポンプ吸込圧とが交互に入れ替わる領域に、適宜の開孔径をもって形成するものである。さらには、軸封入部内空52に対して最適の作用圧を得るように開設位置は適宜に選択されるものである。本実施例では、その開孔径を $\phi=2\sim3\text{mm}$ に設定している。

【手続補正4】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0022

【補正方法】変更

【補正内容】

【0022】このとき、流出口38には、低压室Lで発生している吸込圧(通常は負圧)がそのまま作用せず、これより高い圧力の中間圧、または該吸込圧と中間圧の脈動圧が作用している。このため流出口38に帰還流路37を介して連通した軸封入部内空52の内面の一部を形成している軸シール材51には、吸込圧より大きい圧力が作用し、少なくとも負圧が作用することはない。別言すると、流出口38を摺動面30aの中間圧と吸込圧が交互に作用する領域に設けることにより、軸シール材51に作用する正圧は、吐出圧の上昇により中間圧が上昇した場合でも、吸込圧の負圧により低く抑えられる。詳細に説明すると、図3に示すように流出口38は、駆動歯車1の歯溝の移動により断続的に開閉され、開放された場合においては、駆動歯車1の歯の移動位置状態により、低压室Lと歯車室30の流出口38の開設領域とが連通した状態では①吸込圧(通常、負圧)が、低压室Lと歯車室30の上記領域とが遮断された状態では②中間圧が、それぞれ流出口38にかかり、かつこれらの圧力が軸シール材51にも作用することになる。一方、流出口38が閉塞された場合には、軸シール材51には、吐出圧が作用することになるが、絞り部34によるタイムラグのため軸シール材51への急激な圧力上昇が抑えられた③低い圧力が作用することになる。つまり、厳密には上述した3様の圧力(①②③)が順次軸シール材51へ作用することになるが、定常的に作用する圧力は、繰り返し時間(例えば、歯車回転数:1800rpm)

の短時間と圧力伝達の遅れとが相俟って、ほぼ中間圧と吸込圧との間で収束した値となる。その結果、たとえ中

間圧が上昇しても低圧状態に維持して軸シール材 51 の耐圧以下に抑えられることになる。

【手続補正書】

【提出日】平成12年7月12日（2000. 7. 12）

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0022

【補正方法】変更

【補正内容】

【0022】このとき、流出口38には、低圧室Lで発生している吸込圧（通常は負圧）がそのまま作用せず、これより高い圧力の中間圧、または該吸込圧と中間圧の脈動圧が作用している。このため流出口38に帰還流路37を介して連通した軸封入部内空52の内面の一部を形成している軸シール材51には、吸込圧より大きい圧力が作用し、少なくとも負圧が作用することはない。詳細に説明すると、図3に示すように流出口38は、駆動歯車1の歯溝の移動により断続的に開閉され、開放され

た場合においては、駆動歯車1の歯の移動位置状態により、低圧室Lと歯車室30の流出口38の開設領域とが連通した状態では①吸込圧（通常、負圧）が、低圧室Lと歯車室30の上記領域とが遮断された状態では②中間圧が、それぞれ流出口38にかかり、かつこれらの圧力が軸シール材51にも作用することになる。一方、流出口38が閉塞された場合には、軸シール材51には、吐出圧が作用することになるが、絞り部34によるタイムラグのため軸シール材51への急激な圧力上昇が抑えられた③低い圧力が作用することになる。つまり、厳密には上述した3様の圧力（①②③）が順次軸シール材51へ作用することになるが、定常的に作用する圧力は、繰り返し時間（例えば、歯車回転数：1800rpm）の短時間と圧力伝達の遅れとが相俟って、ほぼ中間圧と吸込圧との間で収束した値となる。

フロントページの続き

Fターム(参考) 3H041 AA02 BB03 CC02 CC06 CC11
DD02 DD07 DD09 DD15 DD20
DD25